



①⑨ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 198 20 622 A 1**

⑤① Int. Cl.⁶:
F 04 C 2/16
F 04 C 18/16
F 04 C 29/04

DE 198 20 622 A 1

②① Aktenzeichen: 198 20 622.4
②② Anmeldetag: 9. 5. 98
④③ Offenlegungstag: 11. 11. 99

⑦① Anmelder:
Frieden, Peter, Dipl.-Ing., 50374 Erftstadt, DE

⑦② Erfinder:
gleich Anmelder

⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE-PS	6 09 405
DE-AS	10 79 462
DE	195 22 559 A1
DE	195 13 380 A1
DE	44 03 647 A1
DE	43 18 707 A1
DE	35 46 411 A1
DE	24 57 783 A1
AT	3 63 164
US	53 48 448 A
US	46 84 335
EP	06 97 523 A2
EP	05 97 732 A1
WO	94 09 275 A1
WO	91 18 206 A1

DE-AN: B 29182 Ia/59e v. 16.02.1956;

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

- ⑤④ Demontierbare Vielzweckpumpe oder -kompressor für Chemie-, Verfahrens-, Lebensmittel- und Vakuumtechnik
- ⑤⑦ Eine sehr anpassungsfähige Zweiwellen-Verlängerungsmaschine kann in weiten Grenzen extrem unterschiedliche Aufgaben im Bereich der Flüssigkeits- und Gasförderung erfüllen und läßt sich mit wenigen Handgriffen problemlos demontieren und komplett reinigen.

DE 198 20 622 A 1



In vielen Pumpenanwendungen wäre es wünschenswert, eine Maschine zu haben, die man in kürzester Zeit mit wenigen Handgriffen soweit demontieren kann, daß alle mit dem geförderten Medium in Berührung gekommenen Teile und Oberflächen frei zugänglich und mühelos durch Abspritzen oder Eintauchen zu reinigen sind. Vor allem in der Lebensmittelbranche ist es dabei von besonderer hygienischer Bedeutung, daß im demontierten Zustand keine Hinterschneidungen oder enge Spalte vorhanden sind, in denen sich irgendwelche Lebensmittelreste festsetzen und vergären können. Weiterhin macht eine solche Maschine nur dann Sinn, wenn der Demontage- und Montagevorgang so einfach auszuführen ist, daß er nach kurzer Einweisung auch von unqualifizierten Hilfskräften durchgeführt werden kann. Auf die Verwendung von Werkzeugen sollte dabei möglichst vollständig verzichtet werden. Ein letzter und ebenfalls wichtiger Punkt ist die möglichst vollständige Abwesenheit von irgendwelchen Schmierstoffen oder Fetten, die u. U. mit dem geförderten Medium in Berührung kommen könnten.

Erfindungsgemäß gelöst wird diese Problemstellung durch eine Zweiwellen-Verdrängermaschine vom Typ Schraubenspindelpumpe.

Die Schraubenspindel als Verdränger eignet sich sowohl für die Förderung von Flüssigkeiten als auch für Gase, denn die Geometrie der Verdränger kann in weiten Grenzen an die speziellen Erfordernisse angepasst werden. Durch die relativ geringe Steigung der Schraubenprofile ergibt sich eine Reihenschaltung mehrerer Dichtspalte zwischen Druck- und Saugseite innerhalb eines Gehäuses. Im Zusammenwirken mit einer günstigen Spaltgeometrie lassen sich somit die inneren Leckageverluste fast beliebig minimieren. Die damit verbundenen ungewöhnlich hohen volumetrischen Wirkungsgrade können im Pumpenbau dazu ausgenutzt werden, neben der Pump- auch gleichzeitig eine Dosierfunktion wahrzunehmen, im Kompressorbau und vor allem in der Vakuumtechnik lassen sich extrem hohe Kompressionsverhältnisse realisieren, die bisher für trockenverdichtende Maschinen unerreichbar erschienen.

Die Abgrenzung von den aus dem Schraubenverdichterbau bekannten Verdrängerprofilen besteht in der Spiegelsymmetrie der Rotoren (gleicher Durchmesser und 1:1 synchronisiert), in der zylindrischen Außenkontur der Zähne, in der relativ geringen Zahnsteigung (unter 45°) und der maximalen Zähnezahl von 2 oder höchstens drei. Außerdem müssen die Rotoren im Gegensatz zu Schraubenverdichtern nicht gegen axiale Begrenzungswände mit Steuer- und/oder Auslaßöffnungen arbeiten, um eine innere Verdichtung zu erreichen.

Ein weiteres Erfindungsmerkmal besteht darin, daß die Maschine zweiflutig ausgeführt ist. In diesem Fall üben die Druckkräfte, bzw. Druckdifferenzen keinerlei axialen und auch keine radialen Kräfte auf die Verdrängerrotoren aus. Die Lagerung muß lediglich die Gewichtskraft der Rotoren aufnehmen und im übrigen für die korrekte axiale und radiale Position der Verdränger sorgen.

Mit dieser Anordnung ist der Weg geebnet für das dritte erfindungswesentliche Merkmal, nämlich die Magnetlagerung. Die völlige Abwesenheit von jeglichen Druckkräften, die mit dem Pumpvorgang zu tun haben, begünstigt die Anwendung einer Magnetlagerung, die ja von Natur aus eine Kräftebegrenzung hat und sehr viel weicher ist als eine vergleichbare mechanische Lagerung.

Das vierte erfindungswesentliche Merkmal besteht in der elektronischen Synchronisation: Jeder der beiden Verdrängerrotoren wird über einen separaten Motor angetrieben, dessen Läufer starr mit dem Verdränger verbunden ist und

mit ihm und den Lagern eine kompakte und nicht mehr demontierbare Einheit bildet.

Um eine Berührung der Verdränger untereinander im Betrieb zu verhindern, sind die beiden Rotoren elektronisch synchronisiert, d. h. Drehzahl und Winkelstellung der Rotoren werden über Sensoren ständig elektronisch erfasst und ein Regelkreis gibt entsprechende Befehle an die beiden Frequenzumformer, mit denen beide Antriebsmotoren gespeist werden.

Eine mit diesen Erfindungsmerkmalen ausgestattete Maschine arbeitet im Normalbetrieb völlig berührungsfrei, d. h. es findet keinerlei mechanische Berührung unter den drehenden sowie zwischen drehenden und feststehenden Teilen statt. Folgerichtig gibt es auch keinerlei mechanische Verschleiß- oder Ermüdungserscheinungen innerhalb des mechanischen Teiles der Maschine, so daß deren theoretische Lebenserwartung unbegrenzt sein kann. Lediglich die Notlager, bzw. die Notsynchronisation können dann einen gewissen Verschleiß haben, wenn Störungen in den elektronischen Regelkreisen oder vollständiger Stromausfall häufige Notabschaltungen erzwingen.

In Fig. 1 ist der einfachste Fall einer erfindungsgemäß konstruierten Maschine, nämlich eine reine Flüssigkeitspumpe für mittleren Druckaufbau dargestellt.

Sie hat in dem hier dargestellten Beispiel zwei Teilungsebenen (1 u. 2) und besteht im demontierten Zustand nur aus 5 Baugruppen:

Die beiden Läufer (3) sind identisch und nicht demontierbar und setzen sich zusammen aus dem massiven Verdrängerteil (4), den Notverzahnungsrädern (5 u. 6), dem Motorläufer (7) und der Notlagerbuchse (8).

Die beiden Endstücke der Maschine sind ebenfalls demontierbar, identisch und enthalten zwei Notlagerzapfen (9), die beiden Magnetlager (10), den Motorständer (11), das Gehäuse (12), einen, keinen oder auch zwei Axialmagnete (13), sowie das Edelstahlformblech (14), welchen in Zusammenspiel mit Motorständer und Läufer einen sogenannten Spaltrohrmotor bildet.

Die fünfte Baugruppe ist das Mittelteil mit dem Gehäuse (15), den beiden Saugstutzen (16), dem Druckstutzen (17) und den Dichtelementen (18).

Da Flüssigkeiten inkompressibel sind, ist die Geometrie der Verdränger (4) hier besonders einfach: Das Fördergewinde hat sowohl konstante Zahnhöhe als auch konstante Steigung und damit sind auch die Arbeitskammervolumina bzw. der Hubraum längs der Rotorachse konstant. Da die engen Spalte gegenüber der Flüssigkeit sehr gut abdichten, sind nur wenige vollständige Gewindeumschlingungen zwischen Druck- und Saugseite notwendig. Für besonders hohen Druckaufbau können die Verdränger modifiziert werden, indem man Zahnhöhe, Zahnbreite und Steigung verringert. Das pro Umdrehung geförderte Hubvolumen verringert sich damit und gleichzeitig erhöht sich die Zahl der hintereinander geschalteten Dichtspalte. Der geringere Verdrängerdurchmesser kann bei gleichen Außenabmessungen des Mittelteils (15) in vergrößerte Wandstärke umgesetzt werden, womit die Pumpe insgesamt druckfester ist. Bei ansonsten unverändertem Maschinen-Endstück (Achsabstand, Antrieb und Lagerung) ergibt sich damit die Möglichkeit zu einem günstigen Baukastensystem.

Die Durchströmung erfolgt hier von außen nach innen, was gerade bei hohem Druckaufbau sinnvoll ist, da in diesem Fall nur das dickwandige Gehäusemittelteil (15) dem hohen Druck ausgesetzt ist. Der dünnwandige und daher druckempfindlichere Top des Spaltrohrmotors bzw. das gesamte Edelstahlformblech (14) sieht nur den Ansaugdruck.

Ein Kühlungsmechanismus ist nicht nötig, da keine Verdichtungswärme wie bei der Kompression von Gasen anfällt

und das wenige an Reibungswärme von der gepumpten Flüssigkeit abtransportiert wird. Lediglich die Gehäuseendstücke (12) können mit Kühlrippen (19) zur Abfuhr der Ständerverluste des Motors ausgestattet werden.

Um die Genauigkeitsanforderungen an die elektronische Synchronisation nicht unnötig zu erhöhen, sollte die Notverzahnung (5 u. 6) mit vergrößertem Verzahnungs- oder Verdrehspiel gefertigt werden. Sie kann an einer oder an beiden Verdrängerstirnseiten angebracht werden und sorgt dafür, daß bei Störungen der elektronischen Synchronisation sich die Verdränger nicht berühren oder gar ineinander verkeilen können. Ein einziges Zahnradpaar im Zentrum der Verdränger ist ebenfalls möglich und spart Baulänge, hat aber den Nachteil, daß verschlissene Zahnräder nicht mehr ausgetauscht werden können. Bei der vorliegenden Konstruktion kann es sinnvoll sein, die Zahnräder (5 u. 6) aus unterschiedlichen Materialien zu fertigen. Das durch den Motorläufer (7) blockierte Zahnrad (5) ist praktisch nicht demontierbar und sollte daher aus einem gehärteten bzw. besonders verschleißfesten Werkstoff bestehen. Das Zahnrad (6) am gegenüberliegenden Ende ist dagegen relativ leicht zu demon-
tieren bzw. zu ersetzen. Es bietet sich hier an, einen Werkstoff zu wählen, der bewußt "geopfert" wird, um das demontierbare Zahnrad zu schonen. Sicherlich ist es auch sinnvoll, die Zahngeometrie derart zu modifizieren (z. B. durch entsprechende Wahl des Moduls und Kopfkreisrücknahme), daß möglichst wenig Relativbewegung und damit auch wenig Verschleiß bei Berührung der Zahnflanken auftritt.

Analoges gilt für die Notlager, die vorzugsweise aus einem verschleißfesten Zapfen (9) und einer austauschbaren Buchse (8) aufgebaut sein können. Entsprechend dem Druckaufbau bei Flüssigkeitsförderung benötigt diese Maschine ein relativ hohes Antriebsdrehmoment mit entsprechend stark dimensionierten Motoren, die folglich auch einen ausreichend bemessenen radialen Einbauraum benötigen. Aus Platzgründen befindet sich daher jeweils nur ein Motor an jeweils einem Ende der Maschine und er ist hinter dem Magnetlager des benachbarten Läufers angeordnet.

Die hier gezeigte Maschine mit zwei Teilungsebenen hat den Vorteil, daß die Töpfe von Motoren und Lager gut zugänglich und leicht zu reinigen sind. Alternativ ist auch eine Variante in sogenannter Topfbauweise mit nur einer Teilungsebene möglichst dicht neben dem Druckstutzen denkbar, die sicherlich noch einfacher zu montieren, dafür aber etwas umständlicher zu reinigen ist. Eine nicht dargestellte Verstiftung sichert die korrekte Positionierung der Gehäuseteile.

Maschinen, die sehr häufig zerlegt werden müssen, können mit einem wegklappbaren Spannbügel (20), der vorzugsweise im gegenüberliegenden Endteil der Maschine drehbar gelagert ist und zentraler Spannschraube (21) zusammengehalten werden.

Zur Montage werden zuerst das Mittelteil und das rechte Endteil aneinandergefügt. Dann hält man beide Läufer parallel und in der richtigen Position an der Notverzahnung aneinander und schiebt sie gemeinsam in das einseitig noch offene Gehäuse hinein. Anschließend wird das fehlende linke Endteil angesetzt. Mit dem Überziehen des Spannbügels und dem Anziehen der Spannschraube ist der Montagevorgang abgeschlossen. Einzig mögliche Fehlerquelle ist eine falsche Positionierung der Rotoren untereinander. Dies kann durch Markierungen in der Notverzahnung oder durch Formelemente wie z. B. eine Doppelverzahnung, die sich nur in einer einzigen Stellung zusammenfügen läßt, verhindert werden.

In Fig. 1 ist die gesamte elektronische Ausrüstung wie Frequenzumformer, Steuerungsmodule, die Sensoren zur

Erfassung der axialen und radialen Läuferpositionen sowie die Sensoren zur genauen Erfassung der Winkelstellung aus Übersichtsgründen nicht dargestellt. Der hohe volumetrische Wirkungsgrad dieser Maschinengattung in Verbindung mit der ohnehin schon vorhandenen elektronischen Ausstattung (Drehzahl-/Drehwinkelerfassung etc.) ermöglicht ihren Einsatz auch als Dosierpumpe (z. B. für Abfüllvorgänge von flüssigen oder pasteusen Lebensmitteln etc.). Die weiter oben beschriebenen Maßnahmen zur Erhöhung der Druckfestigkeit können ebenso gut zur Verbesserung der Dosiergenauigkeit herangezogen werden.

Neben der Möglichkeit der Fernüberwachung bietet die elektronische Ausstattung eine ganze Palette von zusätzlichen Optionen an wie z. B.

- Aufspüren von Drehmomentstößen (z. B. durch inhomogenes Fördergut),
- Kontrolle der Viskosität und/oder des Differenzdrucks durch Drehmomentermittlung,
- Ermittlung von Schichten, die im Betrieb aufwachsen können durch Axial-, Radial- und Verdrehspielmessung
- Entfernen von Schichten, indem man die Läufer mit bewußt herbeigeführtem Radial- oder Axialversatz langsam gegeneinander oder gegen die Wandungen scheuern läßt.

Mit Kompressionsverhältnissen in der Größenordnung von einer Million bildet eine nach dem gleichen Strickmuster aufgebaute Vakuumpumpe das der Flüssigkeitspumpe gegenüberliegende Ende in dem breiten Anwendungsspektrum von Schraubenspindelmaschinen. Daher ist eine genauere Betrachtung dieses Anwendungsfalles von besonderem Interesse.

In Fig. 2 ist eine Vakuumpumpe dargestellt, die kompromisslos auf maximales Kompressionsverhältnis bzw. optimalen Enddruck hin ausgelegt wurde. Eine möglichst hohe Zahl von Umschlingungen bzw. von Dichtspalten zwischen Druck- und Saugseite in Verbindung mit gegenüber einer Flüssigkeitspumpe drastisch erhöhtem (ca. 10-fach!) Drehzahlniveau sind unabdingbare Voraussetzungen, um die gewünschten Leistungsdaten zu erreichen.

Das zu fördernde Gas wird hier durch eine im Zentrum der Maschine befindliche Ansaugöffnung (22) angesaugt und nach beiden Seiten hin abgepumpt. Die kontinuierlich abnehmende Zahnhöhe und auch Zahnbreite mit entsprechender Verkleinerung der Kammervolumina bewirkt eine Vorverdichtung des Gases. Neben dem günstigen Effekt, daß sich dadurch auf einer gegebenen Rotorlänge eine höhere -Stufen bzw. Umschlingungszahl unterbringen läßt, bringt die hohe Vorverdichtung (hier etwa 10 : 1) eine erhebliche Energieeinsparung im Enddruckbetrieb mit sich. Gleichzeitig vermindert sich damit auch der Kühlaufwand, der zur Begrenzung der auslaßseitigen Temperaturen getrieben werden muß.

Da die beiden Läufer keinerlei thermische Anbindung an die äußere Maschinenhülle haben und sich somit beliebig aufheizen könnten ist hier eine Gasumlaufkühlung installiert: Die Stirnseiten der nicht angetriebenen Läuferenden sind mit Lüfterflügeln (23) ausgestattet, womit das Läuferende die Funktion eines Radialgebläses übernimmt. Das infolge der isochoren Restverdichtung erhitzte Gas am auslaßseitigen Verdrängerende wird durch das Gebläse in die Auslaßöffnung (24) gefördert, passiert einen unter der Maschine befindlichen und hier nicht dargestellten Wärmetauscher und tritt gekühlt durch die Einströmöffnung (25) wieder in die Maschine ein. Dabei wird gleichzeitig auch der Motorläufer gekühlt.



Gerade bei Vakuumpumpen ist ein reichlich dimensionierter Kühlmechanismus von ausschlaggebender Bedeutung, da im Enddruckbetrieb kein Gasstrom mehr durch die Ansaugöffnung (22) strömt und es ohne Kühlung daher zu einem Wärmestau am druckseitigen Ende der Verdränger kommen würde. Es kann sich als sinnvoll erweisen, den hier beschriebenen Kühlmechanismus durch eine sogenannte Voreinlaßkühlung zu unterstützen. Dabei wird kalte Raumluft oder gekühltes Auspuffgas in die Arbeitskammern dosiert eingeleitet, kurz bevor sie sich zur Auslaßseite hin öffnen. Da die Voreinlaßkühlung ein besonders billiges und einfaches Kühlverfahren ist, sind natürlich auch Varianten denkbar, die nur mit Voreinlaß gekühlt werden. Gegenüber einer kombiniert oder nur mit Gasumlauf gekühlten Maschine müssen dann aber sicherlich erhebliche Leistungseinbußen hingenommen werden.

Ein hohes inneres Verdichtungsverhältnis in Verbindung mit einer sehr wirksamen Kühlung sind die maßgeblichen Grundvoraussetzungen, um das angestrebte hohe Drehzahlniveau überhaupt zu ermöglichen.

Aus maschinendynamischer Sicht sollte der Läufer eine möglichst kurze Einspannlänge (Lagerabstand) haben, möglichst steif und möglichst leicht sein, damit die biegekritische Drehzahl ausreichend weit oberhalb der Betriebsdrehzahl liegt. Um hier keine unnötige Baulänge zu verschenken wurde daher die Notverzahnung ins Zentrum der Maschine verlegt. Da zwischen den beiden Verdrängerabschnitten ohnehin ein gewisser Saugraum vorhanden sein muß, beansprucht die Verzahnung bei dieser Anordnung keine zusätzliche Baulänge.

Mit einer maximalen Druckdifferenz von einem bar liegt der Drehmomentbedarf deutlich unter dem einer Flüssigkeitspumpe. Entsprechend kann der Motor kleiner ausfallen, was man allerdings vorrangig zur Verkürzung der Motorbaulänge ausnutzen sollte, denn auch der Motor trägt nicht unerheblich zum Lagerabstand bei.

Die Gehäuseteilung (26) kann bei dieser Maschine nur im Bereich des größten Verdrängerdurchmessers liegen. Um eine Teilung des Saugstutzens zu vermeiden wurde sie bis an die Ansaugkante des rechten Verdrängers verlegt. Damit gelten auch für diese Maschine im Prinzip die gleichen Bemerkungen, die schon weiter oben für die Flüssigkeitspumpe gemacht wurden. Unterschiedlich ist hier nur, daß das Topfgehäuse (27) nicht nur von der Verdrängerseite, sondern zur Aufnahme des Motorständers (28) auch von der Rückseite bearbeitet werden muß und daß das antriebsseitige Lager (29) in dem Gehäusedeckel (30) untergebracht ist.

Um bei hohen Ansaugdrücken eine Überverdichtung mit entsprechend überhöhtem Drehmomentbedarf zu vermeiden, sollte eine Maschine mit hohem inneren Verdichtungsverhältnis mit einem oder mehreren Überdruckventilen ausgestattet sein. Im einfachsten Fall kann dies ein einfaches Blattfeder-Rückschlagventil (31) sein. Vakuumtechnisch besser, da mit definierter Abdichtung und ohne störendes Totvolumen, dafür aber erheblich aufwendiger ist ein pneumatisch oder elektromechanisch betätigtes Kegelventil (32). Im geschlossenen Zustand verursacht es keine Störung der Wandkontur. Selbstverständlich sind diese Darstellungen nur schematisch, denn in Wirklichkeit muß das abgeblasene Gas in den Auspuff, bzw. Schalldämpfer oder Wärmetauscher geleitet werden.

Da eine reine Gasförderpumpe normalerweise nie von Flüssigkeit durchströmt wird, ist es hier auch möglich, die Magnetlager durch fettgeschmierte Kugellager zu ersetzen ohne nennenswerte Einbußen an Montierbarkeit oder Funktion. Wegen der geringen Belastung können Kugellager sehr klein sein und es bietet sich in diesem Fall sogar an, die La-

ger ein- oder sogar beidseitig innerhalb der Läufer als sogenannte Zapfenlager unterzubringen (die Notlager sind ja schon in dieser Form ausgeführt). Dabei ruht der Innenring auf einem Gehäusefesten Zapfen und der im Läufer eingepresste Außenring dreht sich mit. Neben einer durchaus wünschenswerten Verkürzung des Lagerabstandes verringert sich durch diese Maßnahme die gesamte Baulänge der Maschine.

Weiterhin soll die Möglichkeit angesprochen werden, den Läufer mehrteilig auszuführen mit Trennebenen, die vorzugsweise unmittelbar an die Notverzahnung angrenzen. Neben der Austauschbarkeit der Notzahnräder würde sich die Möglichkeit einer Gewichtsoptimierung eröffnen. Es ist aber auch denkbar, den Läufer zum Zwecke der Gewichtsersparnis von der Lüfterseite aus (und evt. auch von der Motorseite aus) hohl zu bohren und die Wellenstümpfe einzupressen. Bei einer kinematisch umgekehrten Kugellagerung mit Zapfen drängt sich das Hohlbohren der Verdränger geradezu auf.

Ein kräftiger Lüfter (33) an einer oder an beiden Stirnseiten der Maschine sollte nicht nur die Verrippung von Motor- und Pumpengehäuse anblasen, sondern auch den bei einer Gasumlaufkühlung installierten Wärmetauscher.

Der Auspuff sollte möglichst an der tiefsten Stelle und bei Vorhandensein eines Wärmetauschers an dessen tiefster Stelle liegen, damit anfallendes Kondensat ablaufen kann. Auch unter dem Aspekt einer optimalen Schalldämpfung empfiehlt sich die Ausnutzung des Wärmetauschers mit seinen Strömungsumlenkungen und zusätzlichen Volumina, wobei zu beachten ist, daß der Auspuff möglichst weit entfernt von den Ein- und Ausströmöffnungen (24 u. 25) des Pumpenraumes liegen sollte.

Patentansprüche

1. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor als liegende Zweiwellenmaschine mit zwei schraubenspindelförmigen spiegelsymmetrischen und parallel angeordneten Verdrängerrotoren mit einer Zähnezahl von höchstens zwei oder drei in zweiflutiger Bauart **dadurch gekennzeichnet**, daß die Rotoren beidseitig magnetgelagert und elektronisch synchronisiert sind.
2. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 1 dadurch gekennzeichnet, daß das die Verdränger umgebende Gehäuse eine oder zwei Teilungsebenen vorzugsweise im Bereich des größten Verdrängerdurchmessers hat, daß der Verdrängerläufer gegenüber dem demontierten Gehäuse keine Hinterschneidungen hat, so daß sich die Verdrängerläufer ohne irgendwelche Hilfsmittel von Hand in die Maschine einbauen lassen.
3. Pumpe nach Anspruch 1 oder 2 dadurch gekennzeichnet, daß das Ansaugen an den Stirnseiten der Verdränger und das Ausstoßen im Zentrum der zweiflutigen Anordnung geschieht.
4. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Antriebsmotoren sich an den beiden gegenüberliegenden Enden befinden und ihre Läufer mit den Verdrängern eine kompakte, korrosionsfreie und nicht demontierbare Einheit bilden.
5. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Läuferseinheiten eine Notverzahnung und Notlager haben, deren Verschleißteile austauschbar sind
6. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor

sor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Motoren und/oder die Magnetlager als Spaltrohrmotor bzw. Spaltrohrlager ausgeführt sind bzw. daß die gesamte Antriebs- und Lagereinheit hermetisch dicht und korrosionsfest gegenüber dem gepumpten Medium ausgeführt ist 5

7. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die axiale Verspannung der zwei bzw. drei Gehäuseelemente durch einen zentralen Spannbügel mit Spannschraube erfolgt und daß die Gehäuse- 10 teile durch geeignete Vorrichtungen korrekt zueinander positioniert werden.

8. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Verdränger ein zur Druckseite hin abnehmendes Arbeitskammervolumen haben entweder durch abnehmende Zahnhöhe, abnehmende Zahnbreite oder beides. 15

9. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Verdränger ein zur Druckseite hin abnehmendes Arbeitskammervolumen haben und daß die Verringerung von Zahnhöhe bzw. Zahnbreite entweder kontinuierlich oder in Stufen erfolgt. 20

10. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß das Ansaugen im Zentrum und das Ausstoßen an den beiden Stirnseiten erfolgt. 25

11. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Vermeidung von Überverdichtung im Gehäuse ein Überdruckventil angebracht ist. 30

12. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Kühlung ein Gasumlauf installiert ist, bei dem das Gasvolumen an der druckseitigen Verdrängerstirnseite entweder ständig erneuert oder ständig umgewälzt und gekühlt wird. 35

13. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Kühlung ein sog. Voreinlaß installiert wird, der entweder alleine kühlt oder in Verbindung mit dem unter 12 genannten Gasumlauf die Kühlung unterstützt. 40

14. Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die Magnetlager durch lebensdauer-fettgeschmierte Wälzlager ersetzt werden. 45

15. Vakuumpumpe oder Kompressor nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenringe von zwei oder von allen vier Lagern sich auf gehäusefesten Zapfen abstützen und sich die Außenringe mit den Läufern mitdrehen und das die Verdrängerteile vorzugsweise hohlgebohrt sind. 50

16. Vakuumpumpe nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß zur Aufrechterhaltung des Vakuums nach dem Abschalten der Saugstutzen mit einem vakuumdichten und verzögerungsfrei arbeitenden Saugstutzenventil verschlossen wird. 55

17. Flüssigkeitspumpe, Vakuumpumpe oder Kompressor nach einem der vorherigen Ansprüche dadurch gekennzeichnet, daß die elektronische Ausrüstung zusätzliche Funktionen wie Dosierfunktion, Druckhalte- oder Druckregelfunktion, Druck- oder Viskositätsmessung, Fernüberwachung, Ferndiagnose und Selbstreinigung etc. erfüllen kann. 60 65



- Leerseite -



